

(12) **GEBRAUCHSMUSTERSCHRIFT**

(21) Anmeldenummer: 734/98

(51) Int.Cl.<sup>6</sup> : F01L 1/34  
F02D 13/02

(22) Anmeldetag: 9.11.1998

(42) Beginn der Schutzdauer: 15. 9.1999

(45) Ausgabetag: 25.10.1999

(73) Gebrauchsmusterinhaber:

AVL LIST GMBH  
A-8020 GRAZ, STEIERMARK (AT).

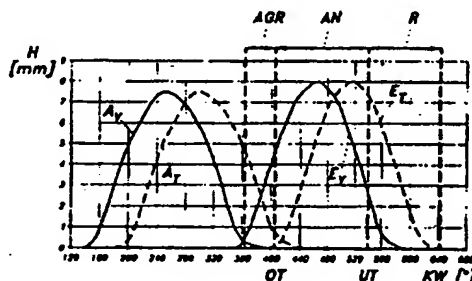
(72) Erfinder:

MAYERHOFER ULRICH DIPL. ING.  
SÖDING, STEIERMARK (AT).  
KAPUS PAUL DR.  
GRAZ, STEIERMARK (AT).

(54) VERFAHREN ZUM BETREIBEN EINER FREMDGEZÜNDETEN VIERTAKT-BRENNKRAFTMASCHINE

(57) Die Erfindung betrifft ein Verfahren zum Betreiben einer fremdgezündeten Viertakt-Brennkraftmaschine mit zumindest einem Einlaßventil und zumindest einem Auslaßventil pro Zylinder, wobei Ein- und Auslaßventile über eine gemeinsame Nockenwelle betätigt werden.

Um mit möglichst geringem Aufwand bei einer fremdgezündeten Brennkraftmaschine einen weitgehend ungedrosselten Betrieb mit geringen Ladungswechselerlusten und günstigem Kraftstoffverbrauch zu erzielen, ist vorgesehen, daß bei Teillast durch eine Phasenverstellung der Nockenwelle sowohl die Einlaßsteuerzeit als auch die Auslaßsteuerzeit um einen Kurbelwellen-Winkel von etwa 30° bis 100°, vorzugsweise etwa 40° bis 80°, nach Spät verschoben wird.



AT 003 134 U1

Die Erfindung betrifft ein Verfahren zum Betreiben einer fremdgezündeten Viertakt-Brennkraftmaschine mit zumindest einem Einlaßventil und zumindest einem Auslaßventil pro Zylinder, wobei Ein- und Auslaßventile über eine gemeinsame Nockenwelle betätigt werden.

Ständig steigende Anforderungen an den Kraftstoffverbrauch und die Reduktion der Abgasemissionen, insbesondere der Kohlenwasserstoffe und der Stickoxide, erfordern den Einsatz neuer Technologien im Bereich der Verbrennungskraftmaschinen.

Ein wesentlicher Grund für den gegenüber zum Beispiel Dieselmotoren höheren spezifischen Kraftstoffverbrauch einer fremdgezündeten Brennkraftmaschine liegt in der Betriebsweise mit vorgemischtem homogenem Kraftstoff-Luftgemisch. Dies bedingt eine Regelung der Motorlast mit Hilfe eines Drosselorganes zur Begrenzung der insgesamt angesaugten Gemischmenge (Quantitätsregelung).

Diese Drosselung der Ansaugströmung führt zu einem thermodynamischen Verlust, der den Kraftstoffverbrauch der Verbrennungskraftmaschine erhöht. Das Potential zur Verbrauchsreduzierung der Verbrennungskraftmaschine bei Umgehung dieser Drosselung kann auf etwa 25% geschätzt werden. Ein Teil dieses Verbesserungspotentials kann genutzt werden, wenn im Teillastbereich eine Verringerung der Drosselung möglich wird.

Folgende Möglichkeiten zur Verringerung der Drosselverluste bei Ottomotoren sind bekannt:

- A) *Magerbetrieb*
  - a) homogen
  - b) geschichtet (Zündkerze fett, Zylinderwand mager)
- B) *Abgasrückführung*
- C) *Frühes Schließen des Einlaßventiles (variabler Ventilhub)*
- D) *Spätes Schließen des Einlaßventiles ("Miller-Cycle")*

Im Folgenden werden diese Verfahren bzw. deren Vor- und Nachteile beschrieben:

- A) *Magerbetrieb:*
  - a) homogen: bei gegebener Kraftstoffmenge ist eine Entdrosselung durch Erhöhung der Luftmenge (Abmagerung des Gemisches) möglich. Nun wird aber durch Abmagerung die Verbrennung verlangsamt, was zu einem niedrigeren thermodynamischen Wirkungsgrad führt. Um die Entdrosselung zu erhöhen sind also Maßnahmen erforderlich, die die Abmagerungsfähigkeit verbessern. Für die Einhaltung der Emissionsgrenzwerte ist für diesen Betrieb eine spezielle Abgasnachbehandlung für Stickoxide (DENOX-Katalysator) nötig.

- b) geschichtet: der Verlangsamung der Verbrennung kann auch durch Schichtung des Gemisches im Brennraum entgegengewirkt werden. Dabei wird versucht, in der Umgebung der Zündkerze zum Zeitpunkt der Entflammung ein fetteres Gemisch als im restlichen Brennraum zu erzielen. Bei Einspritzung ins Saugrohr ist es wegen des homogenisierenden Effektes der Ladungsbewegung nicht möglich, eine nennenswerte Schichtung zum Zündzeitpunkt aufrechtzuerhalten. Bei direkter Einspritzung des Kraftstoffes in den Brennraum kann bei Einspritzung kurz vor der Entflammung eine stabile, reproduzierbare Schichtung und damit ein ungedrosselter Betrieb erzielt werden. Auch bei diesem Verfahren muß zur Einhaltung der Emissionsgrenzwerte im Fahrzeug ein DENOX-Kat verwendet werden. Zusätzlich muß bei der kurzen zur Verfügung stehenden Zeit zur Gemischbildung besonderes Augenmerk auf Rußbildung bzw. deren Vermeidung geachtet werden. Der technische Aufwand zur Realisierung einer direkten Einspritzung ist deutlich höher als bei einer Saugrohreinspritzung.

**B) Abgasrückführung (AGR):**

Durch Rückführung von inertem Abgas ist ebenfalls, so wie beim Magerbetrieb, eine Entdrosselung möglich. Da das rückgeführte Abgas das Luft- Kraftstoffverhältnis nicht ändert, ist ein stöchiometrischer Betrieb und damit eine konventionelle Abgasnachbehandlung mit Dreiwegekatalysator möglich. Auch bei AGR-Zugabe verlangsamt sich die Verbrennung deutlich. Es treten die gleichen thermodynamischen Verluste wie bei Magerbetrieb auf. Durch selektive Zugabe des Abgases in der Nähe der Zylinderwand ist eine zusätzliche leichte Schichtung von Frischgas in der Nähe der Zylindermitte und Abgas an der Zylinderwand möglich. Eine Brennkraftmaschine mit mindestens zwei Einlaßventilen bietet die Möglichkeit, dem Brennraum über getrennte Einlaßkanäle unterschiedliche Gemischzusammensetzungen zuzuführen. Die Strömung im Zylinderraum kann mit Hilfe der Gestaltung der Einlaßorgane des Motors derart beeinflußt werden, daß sich zum Zündzeitpunkt ein in der gewünschten Weise geschichtetes Gemisch im Zylinder befindet. Hierbei ist es besonders vorteilhaft, wenn sich der fettere (bei Luftzufuhr) bzw. der reinere (Bei AGR) Gemischanteil in Zylindermitte im Bereich einer zentral angeordneten Zündkerze befindet, während zur Zylinderwand hin eine Abmagerung des Gemisches bzw. eine Zunahme der Abgaskonzentration vorzufinden ist.

**C) Frühes Schließen des Einlaßventiles:**

Durch Verwendung eines vollvariablen Ventilhubes ist es möglich, das Einlaßventil bei ungeändertem Öffnungszeitpunkt deutlich früher zu schließen. Dadurch saugt der Motor nur so viel Luft (gegen geringeren Unterdruck) an, wie er für stöchiometrische Verbrennung benötigt. Die Drosselverluste sinken deutlich. Die Nachteile dieses Verfahrens sind der hohe technische Aufwand für die Realisierung des vollvariablen Ventilhubes und die Abkühlung des Kraftstoffes bei Expansion gegen das geschlossene Einlaßventil. Da das Einlaßventil sehr früh zumacht, ergeben sich bei der Abwärtsbewegung des Kolbens Ladungstemperaturen unter dem Gefrierpunkt.

*D) Spätes Schließen des Einlaßventiles:*

Eine weitere Alternative zur Entdrosselung ist das Ausschieben von gegen geringem Unterdruck zuviel angesaugter Luft. Dies geschieht durch sehr spätes Schließen des Einlaßventiles, wenn der Kolben schon deutlich nach oben geht (Kompression). Diese bekannte Variante des sogenannten "Miller-Cycle" wird üblicherweise bei Motoren mit zwei oben liegenden Nockenwellen (DOHC-Motoren) und zwei, im wesentlichen symmetrisch angeordneten Einlaßkanälen pro Zylinder, verwendet. Durch die bei konventionellen Motoren mit symmetrischen Einlaßkanälen erzeugte "Tumble"-Ladungsbewegung kommt es allerdings dazu, daß bei extrem spätem Schließen des Einlaßventiles auch Kraftstoff, der vor oder während der Ansaugphase eingespritzt wird, wieder ausgeschoben wird. Durch die "Tumble"-Ladungsbewegung wird eine Gemischwalze 90° zur Zylinderachse aufgebaut. Es bildet sich eine Aufwärtsströmung auf der Rückseite des Zylinders in Richtung Einlaßventil. Dadurch kommt es zur Zylindermeiße Verteilung bzw. zu nicht reproduzierbarer Gemischzusammensetzung.

Es sind zahlreiche Brennkraftmaschinen mit externer oder interner Abgasrückführung bekannt. Es sind auch Brennkraftmaschinen bekannt, bei denen der Einlaßschluß verändert bzw. nach spät verstellt wird.

Aus der EP 0 764 773 A2 ist eine Brennkraftmaschine bekannt, bei der die Abgasrückführung in den Einlaßsammelr erfolgt. Dies hat allerdings den Nachteil, daß durch den Einlaßsammelr ein relativ großes Totvolumen gebildet wird. Durch die dämpfende Wirkung des Totvolumens ist die Reaktionszeit des Abgasrückführsystems relativ langsam, wodurch nur relativ niedrige Abgasrückführraten im dynamischen Fahrbetrieb aus Fahrbarkeitsgründen möglich sind.

Andererseits ist aus der EP 0 764 773 A2 ein weiteres Abgasrückführsystem bekannt, bei dem die Abgasrückführung aus dem Auslaßsystem direkt in einen von zwei Einlaßkanälen pro Zylinder erfolgt. Bei dieser Ausführung können zwar große Totvolumina vermieden werden, allerdings ist eine gleichmäßige Rückführung des Abgases zu den einzelnen Zylindern nicht mehr gewährleistet.

Aus der AT 2 434 U1 ist eine fremdgezündete Brennkraftmaschine mit mehreren Zylindern und einer Einrichtung zur Ladungsverdünnung für Luft oder rückgeführtes Abgas bekannt, welche eine für alle Zylinder eine Reihe gemeinsame Verteilerleiste aufweist, in welche die Zuführleitung einmündet und welche über zumindest einen Verteilerkanal pro Zylinder mit einem Einlaßkanal strömungsverbunden ist. Dadurch wird eine für alle Zylinder gleiche und hohe Ladungsverdünnung ermöglicht, wobei bei Abgasrückführung die Gasdynamik des rückgeführten Abgases nur unwesentlich gedämpft wird. Die Brennkraftmaschine weist dabei pro Zylinder einen Tangentialkanal zur Erzeugung einer Rotation der Zylinderladung um die Zylinderachse und einen Neutalkanal, welcher weder eine ausgeprägte Drallströmung noch eine Tumbleströmung hervorruft. Derartige Brennkraftmaschinen tolerieren hohe Abgasrückführungsmengen.

Auch aus der AT 402 535 B ist eine Brennkraftmaschine mit einem Neutralkanal und einem Tangentialkanal pro Zylinder bekannt, wobei Kraftstoff in beide Einlaßkanäle über eine zwischen den Einlaßkanälen angeordnete Einspritzeinrichtung eingebracht wird. Die beiden Einlaßkanäle münden dabei in vordefinierten Winkeln in den Brennraum, so daß einerseits bei Teillast ein hoher Drall der Ladung erreicht wird ohne bei Vollast die Ladungseinströmung infolge schlechterer Durchflußwerte zu beeinträchtigen.

Die EP 0 764 773 A1 offenbart eine ähnliche Brennkraftmaschine mit jeweils in einen Zylinder mündenden Neutral- und Tangentialkanälen, wobei die Kraftstoffeinspritzung in den durch eine Drosseleinrichtung steuerbaren Neutralkanal erfolgt. Die Drosseleinrichtung ermöglicht im geschlossenen Zustand einen definierten Mindestdurchfluß. Mit dieser Ausbildung kann eine stabile radiale Gemischschichtung erreicht werden. Weiters wird in der EP 0 764 773 A1 eine externe Abgasrückführung zwischen Auslaßkanal und dem Tangentialkanal gezeigt.

Zur Erzielung einer internen Abgasrückführung sind verschiedene Verfahren bekannt. Die DE 1 222 735 B beschreibt eine Brennkraftmaschine, bei der der Öffnungszeitpunkt des Einlaßventiles weit in die Auslaßperiode verschoben wird.

Die DE 1 401 228 B zeigt einen Dieselmotor, bei dem Verbrennungsgase in das Ansaugsystem durch Veränderung der Steuerzeit der Auslaß- und Einlaßventile strömen.

Bei der DE 27 10 189 A1 wird eine interne Abgasrückführung durch verzögertes Schließen des Auslaßventiles mittels Lagerbockhöhenverstellung des Kipphebellagers erreicht.

Die DE 21 25 368 A zeigt einen Viertaktmotor, bei dem das Auslaßventil während des Ansaugtaktes kurz vor dem maximalen Einlaßventilhub mittels eines Zusatznockens geöffnet wird.

Die DE 26 38 651 A offenbart eine Brennkraftmaschine, bei der das Auslaßventil vor dem Schließen des Ansaugventiles und bei Stellung des Kolbens kurz vor Erreichen des unteren Totpunktes nochmals durch einen Zusatznocken geöffnet wird.

Aufgabe der Erfindung ist es, die genannten Nachteile zu vermeiden und ein Verfahren zu entwickeln, mit welchem bei einer fremdgezündeten Brennkraftmaschine ein drosselarmer Teillastbetrieb auf möglichst einfache Weise erzielt werden kann.

Erfindungsgemäß wird dies dadurch erreicht, daß bei Teillast durch eine Phasenverstellung der Nockenwelle sowohl die Einlaßsteuerzeit als auch die Auslaßsteuerzeit um einen Kurbelwellen-Winkel von etwa 30° bis 100°, vorzugsweise etwa 40° bis 80°, nach Spät verschoben wird. Da Einlaß- und Auslaßsteuerzeit synchron nach Spät verschoben werden, wird vermeiden, daß sich in der frühen Ansaugphase nahe dem oberen Totpunkt ein Ladungswechselverluste bewirkender Unterdruck einstellt, wenn die Einlaßsteuerzeit nach Spät verstellt wird. Gleichzeitig läßt sich durch das verspätete Schließen der Auslaßventile eine interne Abgasrückführung in den Zylinderraum erzielen.

Besonders günstig ist es, wenn bei Spätverstellung der Einlaßsteuerzeit der Einlaßschluß bei etwa  $80^\circ$  bis  $150^\circ$ , vorzugsweise bei etwa  $90^\circ$  bis  $140^\circ$  nach dem auf dem Ladungswechsel folgenden unteren Totpunkt erfolgt.

Es ist von DOHC-Motoren bekannt, daß mit verspätetem Einlaßschluß ein entdrosselter Betrieb erreicht werden kann ("Miller-Cycle"). Dabei besteht allerdings die Gefahr, daß durch den verspäteten Schließpunkt der Einlaßventile ein Teil des Kraftstoffes wieder in das Ansaugrohr geschoben wird. Dieses Problem tritt vor allem bei tumbleerzeugenden Einlaßkanälen, insbesondere mit zwei symmetrisch angeordneten Einlaßkanälen pro Zylinder, auf. Durch eine asymmetrische Einlaßkanalanordnung, welche eine asymmetrische Einlaßströmung generiert, kann dieser Nachteil vermieden werden.

Die Steuerzeitverstellung erfolgt im Rahmen der vorliegenden Erfindung durch Verdrehen und/oder Verschieben der für Einlaß- und Auslaßventile gemeinsamen Nockenwelle, beispielsweise pneumatisch, hydraulisch, elektrisch oder mechanisch. Gegenüber einem vollvariablen Ventilhub, beispielsweise mittels elektrischer oder hydraulischer Ventilbetätigung, mit welchem ebenfalls ein drosselfreier Teillastbetrieb möglich wäre, hat die gemeinsame Steuerzeitverstellung für Ein- und Auslaßventile durch einfaches Verdrehen oder Verschieben der Nockenwelle ("cam shifting") den Vorteil eines äußerst geringen Herstellungs- und Steueraufwandes. Auch im Vergleich zur Steuerzeitspätverstellung bei DOHC-Motoren hat das erfindungsgemäße Verfahren den Vorteil, daß eine Verbrauchsverbesserung mit viel geringerem Aufwand verwirklicht werden kann.

Durch das erfindungsgemäße Verfahren läßt sich somit eine deutliche Kraftstoffersparnis erzielen. Der späte Auslaßschluß am Beginn des Ansaugtaktes ermöglicht eine interne Abgasrückführung, wodurch der Aufwand für eine externe Abgasrückführung zumeist eingespart werden kann.

Die Erfindung wird im Folgenden anhand der Fig. näher erläutert.

In dem in der Fig. dargestellten Diagramm ist der Ventilhub  $H$  über der Kurbelstellung  $KW$  in Grad Kurbelwinkel für Einlaßventile und Auslaßventile, jeweils für Vollastbetrieb und Teillastbetrieb aufgetragen. Bezugszeichen  $E_T$  bezeichnet den Ventilhub  $H$  der Einlaßventile bei Teillast,  $E_V$  den Ventilhub der Einlaßventile bei Vollast. Der Ventilhub  $H$  der Auslaßventile für Teillast bzw. für Vollast ist mit  $A_T$  bzw.  $A_V$  bezeichnet. Deutlich ist zu erkennen, daß bei Teillast die Steuerzeiten der Einlaßventile und der Auslaßventile nach Spät verstellt werden, wobei die Spätverstellung der Einlaßnockenwelle etwa  $50^\circ$  beträgt, so daß der Einlaßschluß bei  $90^\circ$  bis  $140^\circ$  nach dem unteren Totpunkt  $UT$  nach dem Ladungswechsel liegt. Die Steuerzeitverstellung des Auslaßventilhubes erfolgt synchron mit der Verstellung des Einlaßventilhubes nach Spät. Durch die Verschiebung der Einlaßsteuerzeit nach Spät wird eine Entdrosselung bewirkt, sodaß während der Ausschubphase  $R$  die überschüssige Luft im Brennraum wieder in das Saugrohr gegen Umgebungsdruck rückgeblasen wird.

Da auch die Auslaßsteuerzeit synchron mit der Einlaßsteuerzeit nach Spät verstellt wird, so daß der Schließzeitpunkt der Auslaßventile nicht vor dem Öffnungszeitpunkt der Einlaßven-

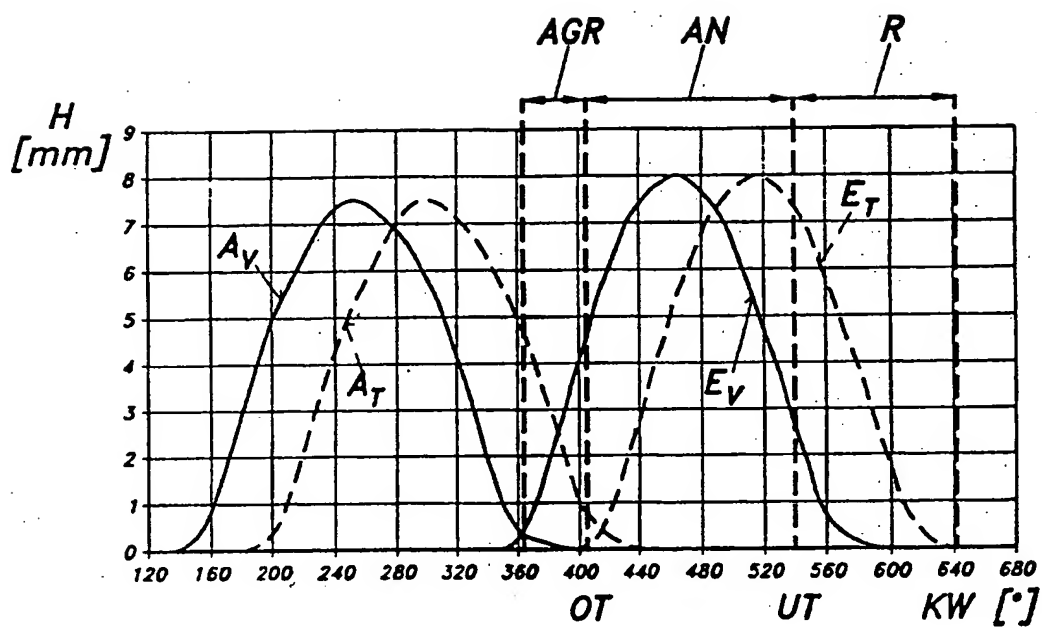
tile liegt, wird erreicht, daß auch das Ansaugen während der Phase AGR gegen Umgebungsdruck (Abgasdruck) erfolgt. Dadurch treten äußerst geringe Ladungswechselverluste auf. Gleichzeitig erfolgt eine innere Abgasrückführung während der Phase AGR in den Zylinder. Während der Phase AN wird Luft bzw. Gemisch aus dem Einlaßkanal in den Zylinder angesaugt.

Durch das erfindungsgemäße Verfahren ist ein ungedrosselter Betrieb mit äußerst geringem konstruktivem und steuertechnischem Aufwand möglich. Daher ergeben sich äußerst geringe Ladungswechselverluste und ein günstiger Kraftstoffverbrauch. Da zur Steuerzeitverstellung nur eine einzige, für Ein- und Auslaßventile gemeinsame konventionelle Nockenwellen-Phasenverstelleinrichtung verwendet werden kann, ist im Vergleich zu einem vollvariablen Ventilhub und im Vergleich zur Steuerzeitverstellung bei DOHC-Motoren ein wesentlich geringerer Aufwand erforderlich.

**ANSPRÜCHE**

1. Verfahren zum Betreiben einer fremdgezündeten Viertakt-Brennkraftmaschine mit zumindest einem Einlaßventil und zumindest einem Auslaßventil pro Zylinder, wobei Ein- und Auslaßventile über eine gemeinsame Nockenwelle betätigt werden, dadurch gekennzeichnet, daß bei Teillast durch eine Phasenverstellung der Nockenwelle sowohl die Einlaßsteuerzeit als auch die Auslaßsteuerzeit um einen Kurbelwellen-Winkel von etwa 30° bis 100°, vorzugsweise etwa 40° bis 80°, nach Spät verschoben wird.
2. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß bei Spätverstellung der Einlaßsteuerzeit der Einlaßschluß bei etwa 80° bis 150°, vorzugsweise bei etwa 90° bis 140° nach dem auf dem Ladungswechsel folgenden unteren Totpunkt erfolgt.
3. Verfahren nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Brennkraftmaschine ungedrosselt betrieben wird.
4. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß die Phasenverstellung der Nockenwelle durch Verdrehen und/oder Verschieben der Nockenwelle erfolgt.
5. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß während der Einlaßphase eine asymmetrische Einlaßströmung generiert wird.





Recherchenbericht zu GM 734/98

Ihr Zeichen: 54.322.

Klassifikation des Antragsgegenstandes gemäß IPC<sup>6</sup>: F 01 L 1/34; F 02 D 13/02

Recherchierte Prüfsubstanz (Klassifikation): F 01 L 1/34; F 02 D 13/00, 13/02

Konsultierte Online-Datenbank: EPODOC, PAJ

Die nachstehend genannten Druckschriften können in der Bibliothek des Österreichischen Patentamtes während der Öffnungszeiten (Montag bis Freitag von 8 - 14 Uhr) unentgeltlich eingesehen werden. Bei der von der Hochschülerschaft TU Wien Wirtschaftsbetriebe GmbH im Patentamt betriebenen Kopierstelle können schriftlich (auch per Fax, Nr. 0222 / 533 05 54) oder telefonisch (Tel. Nr. 0222 / 534 24 - 153) Kopien der ermittelten Veröffentlichungen bestellt werden.

Auf Anfrage gibt das Patentamt Teilrechtsfähigkeit (TRF) gegen Entgelt zu den im Recherchenbericht genannten Patentdokumenten allfällige veröffentlichte „Patentfamilien“ (denselben Gegenstand betreffende Patentveröffentlichungen in anderen Ländern, die über eine gemeinsame Prioritätsanmeldung zusammenhängen) bekannt. Diesbezügliche Auskünfte erhalten Sie unter der Telefonnummer 0222 / 534 24 - 132.

Kategorie	Bezeichnung der Veröffentlichung (Ländercode, Veröffentlichungsnummer, Dokumentart (Anmelder), Veröffentlichungsdatum, Textstelle oder Figur (soweit erforderlich))	Betreffend Anspruch
A	DE 42 40 631 A1 (BMW AG) 09.Juni 1994 (09.06.94), siehe insbesondere Fig. 1a, 1b; Spalte 4, Zeilen 32 - 60.	1 - 5
A	GB 2 100 344 A (MORTIMER) 22.Dezember 1982 (22.12.82), siehe Fig. 15, 16; Seite 6, Zeilen 7 - 30.	1 - 5
A	GB 2 096 695 A (FORD MOTOR COMPANY LIMITED) 22.Oktober 1982 (22.10.82), siehe insbesondere Fig. 4.	1 - 5
A	US 5 161 497 A (SIMKO et al.) 10.November 1992 (10.11.92), siehe Spalte 2, Zeile 38 - Spalte 4, Zeile 19.	1 - 5
A	US 4 708 101 A (HARA et al.) 24.November 1987 (24.11.87), Fig. 25; Spalte 10, Zeile 32 - Spalte 11, Zeile 56.	1 - 5

**Kategorien der angeführten Dokumente** (dient in Anlehnung an die Kategorien bei EP- bzw. PCT-Recherchenberichten nur zur raschen Einordnung des ermittelten Stands der Technik, stellt keine Beurteilung der Erfindungseigenschaft dar):

„A“ Veröffentlichung, die den allgemeinen Stand der Technik definiert.

„Y“ Veröffentlichung von Bedeutung; die Erfindung kann nicht als neu (bzw. auf erfinderischer Tätigkeit beruhend) betrachtet werden, wenn die Veröffentlichung mit einer oder mehreren weiteren Veröffentlichungen dieser Kategorie in Verbindung gebracht wird und diese Verbindung für den Fachmann naheliegend ist.

„X“ Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die Erfindung kann allein aufgrund dieser Druckschrift nicht als neu (bzw. auf erfinderischer Tätigkeit beruhend) angesehen werden.

„P“ zwischenveröffentlichtes Dokument von besonderer Bedeutung (älteres Recht)

„&“ Veröffentlichung, die Mitglied derselben Patentfamilie ist.

**Ländercodes:**

AT = Österreich; AU = Australien; CA = Kanada; CH = Schweiz; DD = ehem. DDR; DE = Deutschland;

EP = Europäisches Patentamt; FR = Frankreich; GB = Vereinigtes Königreich (UK); JP = Japan;

RU = Russische Föderation; SU = ehem. Sowjetunion; US = Vereinigte Staaten von Amerika (USA);

WO = Veröffentlichung gem. PCT (WIPO/OMPI); weitere siehe WIPO-Appl. Codes

Datum der Beendigung der Recherche: 07.05.99

Bearbeiter: Dipl.Ing. BAUMANN

Vordruck RE 31a - Recherchenbericht - 1000 - ZI.2258/Präs.95

AT 003 134 U1

## UTILITY MODEL PUBLICATION

5                   PROCESS FOR OPERATING AN EXTERNALLY IGNITED  
                    FOUR-STROKE INTERNAL COMBUSTION ENGINE

The invention relates to a process for operating an externally ignited four-stroke  
internal combustion engine with at least one inlet valve and at least one outlet  
10 valve per cylinder, inlet and outlet valves being operated by a common cam  
shaft.

In order to achieve a largely unthrottled operation with small gas exchange  
losses and favourable fuel consumption with an externally ignited internal  
15 combustion engine with the lowest possible expense, provision is made such  
that with a partial load, both the inlet control time and the outlet control time are  
shifted to late by a crank shaft angle of approximately 30° to 100°, preferably  
approximately 40° to 80°, by means of phase adjustment of the cam shaft.

The invention relates to a process for operating an externally ignited four-stroke internal combustion engine with at least one inlet valve and at least one outlet valve per cylinder, inlet and outlet valves being operated by a common cam shaft.

5

Constantly more stringent requirements for fuel consumption and the reduction of exhaust gas emissions, in particular of hydrocarbons and nitrogen oxides, necessitate the use of new technologies in the field of internal combustion engines.

10

An essential reason for the higher specific fuel consumption of an externally ignited internal combustion engine with respect to diesel engines, for example, is the operating mode with a pre-mixed homogeneous fuel/air mixture. This requires regulation of the engine load by means of a throttle component for  
15 limiting the total amount of mixture taken in (quantity regulation).

This throttling of the intake flow leads to a thermodynamic loss which increases the fuel consumption of the internal combustion engine. The potential for reducing the consumption of the internal combustion engine by avoiding this  
20 throttling can be estimated to be approximately 25 %. Part of this improvement potential can be used if a reduction in throttling is possible in the partial load region.

The following possibilities are known for reducing throttle losses in Otto  
25 engines:

- A) *Lean operation*
  - a) homogenous
  - b) layered (or stratified) (spark plug rich, cylinder wall lean)
- 30 B) *Exhaust gas recirculation*
- C) *Early closure of the inlet valve (variable valve stroke)*
- D) *Late closure of the inlet valve ("Miller Cycle")*

In the following, these processes and their advantages and disadvantages are described:

A) *Lean operation:*

5 a) homogeneous: with the given quantity of fuel, dethrottling is possible by increasing the quantity of air (making the mixture leaner). Making the mixture leaner causes the combustion to slow down, however, and this leads to a lower thermodynamic level of effectiveness. In order to increase the dethrottling measures are therefore required which improve the capability for making leaner. In order to observe the emission limit values, for this operation a special exhaust gas after-treatment is necessary for nitrogen oxides (DENOX catalyst).

15 b) layered (or stratified): the slowing down of the combustion can also be countered by layering the mixture in the combustion chamber. One thus tries to produce a richer mixture than in the rest of the combustion chamber around the spark plug at the time of ignition. With injection into the suction pipe, due to the homogenising effect of the charge movement it is not possible to maintain any appreciable layering at the time of ignition. With direct injection of the fuel into the combustion chamber, by injecting shortly before ignition, stable, reproducible layering, and so unthrottled operation can be achieved. With this process too, in order to maintain the emission limit values in the vehicle, a DENOX Cat must be used. In addition, with the short amount of time available for forming the mixture, one must pay particular attention to the formation of soot or its avoidance. The technical complexity required to implement direct injection is clearly higher than with a suction pipe injection.

25 B) *Exhaust gas recirculation (EGR):*

30

By recirculating inert exhaust gas, dethrottling is also possible, as with lean operation. Because the recirculated exhaust gas does not change the air/fuel ratio, stoichiometric operation, and so conventional exhaust

gas after-treatment is possible with a three-way catalyst. Combustion also slows down clearly with the addition of EGR. The same thermodynamic losses occur as with lean operation. By selectively adding the exhaust gas near to the cylinder wall, additional light layering of fresh gas near to the middle of the cylinder and exhaust gas by the cylinder wall is possible. An internal combustion engine with at least two inlet valves offers the possibility of supplying the combustion chamber with different mixture compositions via separate inlet channels. The flow in the cylinder space can be influenced by means of the design of the inlet components of the engine such that at the ignition time, a mixture layered in the desired way is present in the cylinder. It is particularly advantageous here if the richer (by supplying air) or the purer (with EGR) mixture portion is present in the center of the cylinder in the region of a centrally located spark plug, whereas towards the cylinder wall there is a thinning of the mixture and an increase in the exhaust gas concentration.

*C) Early closure of the inlet valve:*

By using a fully variable valve stroke, it is possible to close the inlet valve considerably earlier with an unchanged opening time. In this way, the engine takes in only as much air (with lower negative pressure) as it requires for stoichiometric combustion. The throttle losses clearly decrease. The disadvantages of this process are the high technical expense of producing the fully variable valve stroke and the cooling of the fuel upon expansion with the closed inlet valve. Because the inlet valve closes very early, with the downwards movement of the piston there are charge temperatures below freezing point.

*D) Late closure of the inlet valve:*

A further alternative to dethrottling is the exhausting of excessive air taken in with low negative pressure. This happens by means of very late closure of the inlet valve when the piston moves clearly upwards

(compression). This known variation of the so-called "Miller cycle" is generally used with engines with double overhead cam shafts (DOHC engines) and two substantially symmetrically disposed inlet channels per cylinder. By means of the "tumble" charge movement produced with conventional engines with symmetrical inlet channels it does however come about that with extremely late closure of the inlet valve, fuel which is injected before or during the intake phase, is exhausted again. By means of the "tumble" charge movement, a mixture rotor (or cloud) is formed at 90° to the cylinder axis. An upwards flow forms on the rear-side of the cylinder in the direction of the inlet valve. This results in cylinder mis-distribution or a non-reproducible mixture composition.

Numerous internal combustion engines are known with external or internal exhaust gas recirculation. Internal combustion engines are also known with which the inlet closure is changed or set to late.

An internal combustion engine is known from EP 0 764 773 A2 with which the exhaust gas is recirculated into the inlet manifold. The advantage of this, however, is that a relatively large dead volume is formed by the inlet manifold. By means of the damping effect of the dead volume, the reaction time of the exhaust gas recirculation system is relatively slow, by means of which only relatively low exhaust gas recirculation rates are possible in the dynamic drive operation for reasons of driveability.

On the other hand, a further exhaust gas recirculation system is known from EP 0 764 773 A2 with which the exhaust gas is recirculated from the outlet system directly into one of two inlet channels per cylinder. With this embodiment, large dead volumes can be avoided, but even recirculation of the exhaust gas to the individual cylinders is no longer guaranteed.

From AT 2 434 U1 an externally ignited internal combustion engine is known with several cylinders and a device for thinning the charge for air or recirculated exhaust gas, which has a general manifold for all cylinders of a series into

which the supply line discharges and which is flow connected to an inlet channel via at least one distributor channel per cylinder. In this way, a high degree of charge thinning which is the same for all cylinders is made possible, the gas dynamics of the recirculated exhaust gas only being unsubstantially damped upon recirculation of the exhaust gas. The internal combustion engine here has one tangential channel per cylinder for producing a rotation of the cylinder charge around the cylinder axis and a neutral channel which neither brings about a marked swirl flow nor a tumble flow. These types of internal combustion engine tolerate high quantities of recirculated exhaust gas.

10

An internal combustion engine with a neutral channel and a tangential channel per cylinder is also known from AT 402 535 B, fuel being introduced into both inlet channels via an injection device disposed between the inlet channels. Both inlet channels flow here at pre-defined angles into the combustion chamber so that on the one hand, with a partial load, a high degree of charge swirl is achieved without having any negative effect upon the charge inflow with a full load due to lower flow through values.

15

EP 0 764 773 A1 discloses a similar internal combustion engine with neutral and tangential channels each flowing into a cylinder, the fuel being injected into the neutral channel controlled by a throttle device. In the closed state, the throttle device makes possible a defined minimum flow through. With this embodiment, a stable radial mixture layering can be achieved. Furthermore, an external exhaust gas recirculation between the outlet channel and the tangential channel is shown in EP 0 764 773 A1.

20

Different processes are known for achieving internal exhaust gas recirculation. DE 1 222 735 B describes an internal combustion engine with which the opening time of the inlet valve is shifted far into the outlet period.

30

DE 1 401 228 B shows a diesel engine with which combustion gases flow into the intake system by changing the control time of the outlet and inlet valves.



With DE 27 10 189 A1 internal exhaust gas recirculation is achieved by delayed closure of the outlet valve by means of mounting support height adjustment of the rocker arm mounting.

- 5 DE 21 25 368 A shows a four-stroke engine with which the outlet valve is opened during the intake stroke shortly before the maximum inlet valve stroke by means of an additional cam.

DE 26 38 651 A discloses an internal combustion engine with which the outlet  
10 valve is opened before the closure of the intake valve and upon positioning of the piston shortly before it reaches the bottom dead center, once again by means of an additional cam.

It is the object of the invention to avoid the aforementioned disadvantages and  
15 to develop a process with which, with an externally ignited internal combustion engine, a partial load operation with very little throttle can be achieved in the simplest possible way.

This is achieved according to the invention in that with a partial load, by means  
20 of a phase adjustment of the cam shaft, both the inlet control time and the outlet control time are shifted to late (or delayed) by a crank shaft angle of approximately  $30^\circ$  to  $100^\circ$ , preferably approximately  $40^\circ$  to  $80^\circ$ . Because the inlet and outlet control time are shifted synchronously to late, it is avoided that in the early intake phase close to the top dead center a negative pressure bringing  
25 about gas exchange losses is produced when the inlet control time is shifted to late. At the same time, by means of the delayed closure of the outlet valves, an internal recirculation of exhaust gas into the cylinder chamber can be achieved.

It is particularly favourable if with a late setting of the inlet control time, the inlet  
30 closure happens at approximately  $80^\circ$  to  $150^\circ$ , preferably approximately  $90^\circ$  to  $140^\circ$  after the bottom dead center following the gas exchange.

It is known with DOHC engines that with delayed inlet closure, a dethrottled operation can be achieved ("Miller cycle"). There is however the risk here that due to the delayed closure point of the inlet valves, part of the fuel is pushed back into the suction pipe. This problem occurs especially with tumble-

5 producing inlet channels, in particular with two symmetrically disposed inlet channels per cylinder. By means of an asymmetrical inlet channel arrangement, which generates an asymmetrical inlet flow, this disadvantage can be avoided.

10 The control time adjustment happens within the framework of this invention by turning and/or shifting the common cam shaft for the inlet and outlet valves, for example pneumatically, hydraulically, electrically or mechanically. With respect to a fully variable valve stroke, for example by means of electric or hydraulic valve operation, with which throttle-free partial load operation is also possible,

15 the common control time adjustment for the inlet and outlet valves by simply turning or shifting the cam shaft ("cam shifting") has the advantage of exceptionally low production and control cost. Also in comparison to the control time late setting with DOHC engines, the process according to the invention has the advantage that a consumption improvement can be realized with much

20 lower cost.

By means of the process according to the invention a clear saving in fuel can thus be achieved. The late outlet closure at the start of the intake stroke makes possible internal exhaust gas recirculation by means of which the expense of

25 external exhaust gas recirculation can largely be saved.

In the following, the invention is described in greater detail using the Figures.

In the diagram shown in the Fig., the valve stroke  $H$  is plotted against the crank position  $KW$  in degrees of crank angle for inlet valves and outlet valves, for full

30 load operation and partial load operation respectively. The reference  $E_T$  indicates the valve stroke  $H$  of the inlet valves with a partial load,  $E_v$  indicates the valve stroke of the inlet valves with a full load. The valve stroke  $H$  of the

outlet valves for a partial load or for a full load is indicated with  $A_T$  or  $A_V$ . It can be clearly seen that with a partial load, the control times of the inlet valves and of the outlet valves are shifted to late, the late setting of the inlet cam shaft being approximately  $50^\circ$  such that the inlet closure is at  $90^\circ$  to  $140^\circ$  after the bottom dead center UT after the gas exchange. The control time adjustment of the outlet valve stroke happens synchronously with the setting of the inlet valve stroke to late. By shifting the inlet control time to late, dethrottling is brought about such that during the exhaust phase R the superfluous air in the combustion chamber is blown back into the suction pipe with ambient pressure.

10

Because the outlet control time is also set to late synchronously with the inlet control time such that the closure time of the outlet valves does not come before the opening time of the inlet valves, it is possible for the intake also to take place during the EGR phase with ambient pressure (exhaust gas pressure). In this way, exceptionally low gas exchange losses occur. At the same time there is internal recirculation of exhaust gas during the EGR phase in the cylinder. During the AN phase, air or mixture is taken in from the inlet channel into the cylinder.

20 By means of the process according to the invention, unthrottled operation is possible with exceptionally low design and technical control expense. There are therefore exceptionally low gas exchange losses and favourable fuel consumption. Because for the control time adjustment only a single conventional cam shaft phase adjustment device, common for inlet and outlet valves, can be used, substantially less expense is necessary in comparison with a fully variably valve stroke and in comparison with control time adjustment with DOHC engines.

**CLAIMS**

1. A process for operating an externally ignited four-stroke internal combustion engine with at least one inlet valve and at least one outlet valve per cylinder, inlet and outlet valves being operated by means of a common cam shaft, **characterized in that** with a partial load, by means of a phase adjustment of the cam shaft, both the inlet control time and the outlet control time are shifted to late (or delayed) by a crank shaft angle of approximately 30° to 100°, preferably approximately 40° to 80°.
2. The process according to Claim 1, **characterized in that** with the late setting of the inlet control time, the inlet closure happens at approximately 80° to 150°, preferably at approximately 90° to 140° after the bottom dead center following the gas exchange.
3. The process according to Claim 1 or 2, **characterized in that** the internal combustion engine is operated unthrottled.
4. The process according to any of Claims 1 to 3, **characterized in that** the phase adjustment of the cam shaft is achieved by rotating and/or shifting the cam shaft.
5. The process according to any of Claims 1 to 4, **characterized in that** during the inlet phase, an asymmetrical inlet flow is generated.